

①

Int. Cl.:

G 01 p

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

DEUTSCHES PATENTAMT



②

Deutsche Kl.: 42 a, 17

③

④

⑤

⑥

⑦

## Auslegeschrift 1 296 433

Aktenzeichen: P 12 96 433.9-52 (G 47719)

Anmeldetag: 18. August 1966

Auslegungstag: 29. Mai 1969

Ausstellungspriorität: —

⑧

Unionspriorität

⑨

Datum: —

⑩

Land: —

⑪

Aktenzeichen: —

⑫

Bezeichnung:

Beschleunigungsmesser

⑬

Zusatz zu: —

⑭

Anscheidung aus: —

⑮

Anmelder:

General Precision Inc., Little Falls, N. J. (V. St. A.)

Vertreter:

von Schumann, Dipl.-Ing. H., Patent- und Rechtsanwalt,  
8000 München

⑯

Als Erfinder benannt:

Southworth jun., Hamilton, New York, N. Y.; Silica, John Callender,  
Mountain Lakes, N. J. (V. St. A.)

⑰

Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht gezogene Druckschriften:

GB-PS 1 011 775

US-PS 3 101 001

DT 1 296 433

Die Erfindung betrifft einen einachsigen digitalen Beschleunigungsmesser, bei dem zwei träge Massen an einem Gehäuse gegen jede Bewegung senkrecht zur empfindlichen Achse fixiert sind und jede der Massen in einer anderen der beiden Axialrichtungen mit dem Gehäuse über zu Eigenschwingungen anregbare Bielemente verbunden ist, deren zu messende Eigenfrequenzen sich mit mechanischer Beanspruchung ändern.

Es ist bereits ein Beschleunigungsmesser mit digitalem Ausgangssignal bekannt, bei dem ein an ihrem einen Ende mit einem Magneten versehene Zunge auf ihrer Eigenfrequenz vibriert, die eine einfache Funktion ihrer Trägheit, ihrer Federkonstanten und ihrer Beschleunigung längs einer Longitudinalachse ist. Die Zunge wird dadurch zu Resonanzschwingungen angeregt, daß die jeweilige Geschwindigkeit des vibrierenden Magneten am freien Ende der Zunge elektrisch gemessen und diese Größe einem Verstärker zugeführt wird, dessen Ausgangsstrom elektromagnetischen Windungen zur Erzeugung von seitlich auf die Zunge wirkenden Kräften zugeführt wird. Dadurch, daß zwei gleiche Zungen so einander entgegengerichtet angeordnet werden, daß sich in Abhängigkeit von der Beschleunigung in Richtung der gemeinsamen Längsachse die Eigenfrequenz der einen Zunge erhöht, während sich die der anderen vermindert, ist es möglich, die beiden Ausgangssignale derart zu kombinieren, daß die jeweilige Beschleunigung Null entsprechende Eigenfrequenz des Systems eliminiert und die von Temperatureinflüssen herrührenden Abweichungen möglichst klein gemacht werden.

Ein weiterer digitaler Beschleunigungsmesser anderer Bauart, der sich als genauer und zuverlässiger erwiesen hat, verwendet zwei schwingende Saiten, die unter gleichen Anfangsspannungen stehen. Eine bestimmte geometrische Anordnung sorgt dafür, daß eine einachsige Beschleunigung die Spannung in der einen Seite um den gleichen Betrag erhöht, um den sie die Spannung in der anderen Seite vermindert. Eine Anfangsspannung ist deswegen erforderlich, damit auch die Seite noch gestreckt bleibt, deren Spannung durch die Beschleunigung vermindert wird. Infolge der veränderten Spannungen nimmt die Eigenfrequenz der einen Seite zu und die der anderen ab. Überlagert man die Schwingungen der beiden Saiten zueinander, so ist die am Ausgang entstehende Überlagerungsfrequenz der auftretenden Beschleunigung proportional, wobei Nichtlinearitäten erheblich vermindert werden. Da die Eigenfrequenz der beiden Saiten von der Größe der Anfangsspannung abhängt, ist ein Beschleunigungsmesser dieser Bauart im Hinblick auf Kriechdehnungen und Temperaturgradienten sehr unzulänglich. Infolge der Kriechdehnung erlahmen die beiden Saiten im Laufe der Zeit, so daß ihre Frequenzen abnehmen und eine falsche Beschleunigung gemessen wird. Ein Temperaturgradient innerhalb des Beschleunigungsmessers führt zu relativen Verschiebungen zwischen dem festen Gehäuse und den Saiten, was Änderungen in den Saitenspannungen zur Folge hat und ebenfalls eine falsche Beschleunigung ergibt. Außerdem sind bei diesem Beschleunigungsmesser die beiden Saiten längs des tragenden Gehäuses hintereinander angeordnet, so daß sie dazu neigen, im Bereich kleiner Beschleunigung mit der gleichen Frequenz zu schwingen.

Bei Verwendung stabförmiger Schwinger, die keine

Vorspannung benötigten, an Stelle von schwingenden Saiten kann die Gefahr der Kriechdehnung und der Temperatureinflussung herabgesetzt werden. Bei einer bekannten Anordnung zur Messung von Beschleunigungen führen von einem mittleren Gestell aus zu beidseitig eines Gestells befindlichen Massen langgestreckte Schwingelemente, deren Eigenfrequenz sich mit der von den Massen ausgehenden Trägheitskraft meßbar ändert. Jedes dieser Elemente weist zwei schwingende Arme auf, die an ihren Enden miteinander verbunden sind und somit wie eine Stimmgabel gegenphasig und mit gleicher Amplitude schwingen. Jede der Massen wird am Gestell durch drei derartige rechtwinklig zueinander liegende Stimmgabeln gehalten, um Beschleunigungen in jeder Richtung messen zu können. Auch bei einer solchen Anordnung besteht die Gefahr, daß über das zentral liegende Gestell die Frequenzen sich gegenseitig beeinflussen. Außerdem können bei Existenz mehrerer empfindlicher Achsen und die dadurch notwendigen (wenn auch geringen) Freiheitsgrade der Massen die Schwingelemente in Querrichtung und auf Biegung beansprucht werden, was zu einer unkontrollierten Veränderung der zu messenden Eigenfrequenzen führen kann.

Es ist auch bekannt, bei einachsigen Beschleunigungsmessern die träge Masse in zwei Massenile aufzuteilen, die durch eine Feder miteinander verbunden sind. Die beiden Massen sind durch eine besondere Aufhängung gegen jede Bewegung senkrecht zur empfindlichen Achse fixiert, und jede der Massen ist in einer anderen der beiden Axialrichtungen mit dem Gehäuse über zu Eigenschwingungen anregbare Elemente verbunden. Diese Elemente bestehen jeweils aus einem am Gehäuse torsionselastisch befestigten Speichenkreuz oder -stern, wobei die Enden der Speichen durch in Axialrichtung gespannte Drähte mit der zugehörigen Masse verbunden sind. Die Zugspannung der Drähte bestimmt gleichzeitig mit der torsionselastischen Lagerung am Gehäuse die Drehfederkonstante des Speichenkreuzes. Eine gewisse Anfangsspannung der Drähte wird durch die zwischen den Massenteilen befindliche Feder aufrechterhalten. Je nach Richtung und Stärke der auf die Massen wirkenden Trägheitskräfte werden die Drähte mehr oder weniger angespannt, so daß sich die Eigenfrequenzen der Torsionsschwingungen beider Speichenkreuze gegenseitig verändern. Durch Frequenzvergleich läßt sich somit eine der Trägheitskraft proportionale Größe in digitaler Form ermitteln. Eine solche Anordnung weist jedoch die gleichen Nachteile wie ein Beschleunigungsmesser mit schwingenden Saiten auf. Wenn auch die Eigenschwingungen der angespannten Drähte selbst nicht für das Meßergebnis ausschlaggebend sind, so trägt ihre durch dauernde Anspannung hervorgerufene Kriechdehnung doch zu einer schleichenden Veränderung der Drehfederkonstanten und somit zur Verfälschung der Beschleunigungsmessung bei.

Erfindungsgemäß werden die genannten Nachteile bei einem Beschleunigungsmesser der eingangs bezeichneten Art dadurch vermieden, daß jede der beiden gleichen und voneinander getrennten trägen Massen mit dem Gehäuse über je ein Paar gleicher, in Axialrichtung parallel verlaufender und zur empfindlichen Achse symmetrisch angeordneter Zungen verbunden ist, die in an sich bekannter Weise gegenphasig mit gleicher Amplitude schwingfähig sind.

1 296 433

3

4

Da die Zungen keine Vorspannung erfordern, kann auf eine die beiden Massenteile verbindende Spannfeder verzichtet werden, so daß die Zungenpaare unabhängig voneinander schwingen und kein »Mitziehen« der Frequenzen erfolgen kann, woraus sich ein größerer Gütefaktor der beiden schwingenden Systeme ergibt. Durch das Fehlen jeglicher Anfangsspannung wird eine Kriechdehnung der Zungen verhindert, und eine Beeinflussung des Meßergebnisses durch Temperaturschwankungen ist auch in Beschleunigungsbereichen von ungefähr gleich Null vernachlässigbar. Werden als Zungen Quarze verwendet, so erhält die Anordnung eine besonders gute Temperaturstabilität und eine geringe innere Dämpfung.

Weitere Einzelheiten und Vorteile der Erfindung ergeben sich aus den im folgenden beschriebenen Ausführungsbeispielen an Hand der Zeichnungen, in denen

Fig. 1 das Schema einer Anordnung mit vibrierenden Saiten ist,

Fig. 2 einen Schnitt durch einen digitalen Beschleunigungsmesser mit dem erfindungsgemäßen Merkmalen wiedergibt,

Fig. 3 ein Querschnitt längs der Linie III-III der Fig. 2 ist,

Fig. 4 ein schematisches Schaltbild für den in Fig. 2 und 3 dargestellten Beschleunigungsmesser zeigt,

Fig. 5 eine perspektivische Seitenansicht des Beschleunigungsmessers in einer anderen erfindungsgemäßen Ausführungsform darstellt,

Fig. 6 eine perspektivische Ansicht des in Fig. 5 gezeigten Beschleunigungsmessers von der rückwärtigen Seite her wiedergibt,

Fig. 7 eine Seitenansicht des Beschleunigungsmessers nach Fig. 5 ist,

Fig. 8 ein Schnitt entlang der Linie VIII-VIII der Fig. 7 ist,

Fig. 9 den Beschleunigungsmesser nach Fig. 8 von rechts zeigt,

Fig. 10 ein Schnitt entlang der Linie X-X der Fig. 8 ist,

Fig. 11 ein Schema der an den in Fig. 2 dargestellten trägen Massen angreifenden Kräfte wiedergibt,

Fig. 12 ein Diagramm der auf die Masse nach Fig. 11 einwirkenden Momente ist,

Fig. 13 die Biegung einer an beiden Enden eingespannten Zunge zeigt und

Fig. 14 das Schaltbild eines elektrischen Analogons für einen schwingenden Draht ist.

Bevor die in Fig. 2 bis 10 gezeigten Ausführungsbeispiele im einzelnen erklärt werden, sollen die theoretischen Grundlagen an Hand der schematischen Saitenanordnung nach Fig. 1 beschrieben werden. Die beiden Saiten  $S_1$  und  $S_2$  sind auf beiden Seiten eines zwelarmigen Hebels  $J$  angebracht und an der Wand  $V$  befestigt. Im Mittelpunkt des Hebels greift eine Feder  $F$  an, die auf die beiden Saiten einen Zug ausübt. An den beiden entgegengesetzten Enden des Hebels greifen in gleichem Abstand vom gedachten Drehpunkt zwei gleich große Kräfte  $W$  an. Sie bilden also ein Kräftepaar, dessen resultierende Kraft in senkrechter Richtung 0 ist. Der Hebel  $J$  ist außerdem verhältnismäßig fest angeordnet und »fühlt« nur die Momente um den Drehpunkt. Daher kommt es, daß nicht nur die beiden Saiten  $S_1$  und  $S_2$  gleich

sind, sondern auch trotz der auf sie einwirkenden Kräfte ihre Länge beibehalten, so daß für den vorliegenden Zweck ihre beiden Längen in jedem Fall gleichgesetzt werden können und der Fehler in der Längendifferenz vernachlässigbar ist.

Die Resonanzfrequenz einer Saite erhält man bekanntlich aus der Formel

$$f = \sqrt{T \cdot \frac{1}{4 \cdot m \cdot L}} \quad (1)$$

wobei  $T$  die Zugkraft in kp ist,  $m$  die Masse in  $\text{kp sec}^2 \text{cm}^{-1}$  (= Gewicht/Gravität) und  $L$  die Länge der Saite in Zentimeter ist. Außerdem ist

$$m = \rho \cdot A_s \cdot L; \quad (2)$$

wobei  $\rho$  die Massendichte in  $\text{kp sec}^2 \text{cm}^{-4}$  ist,  $A_s$  die Querschnittsfläche der Saite in Quadratzentimeter und  $L$  die Länge der Saite in Zentimeter ist. Da eine Änderung der Länge  $L$  der Saite vernachlässigt werden soll, kann der Faktor  $L$  dividiert durch  $4 \cdot m \cdot L$  für einige Zwecke wie eine Konstante  $k$  behandelt werden. Solange die Kräfte  $W$  nach Fig. 1 Null sind, ist die Frequenz der beiden gleichen Saiten  $S_1$  und  $S_2$  unter dem Einfluß der Feder  $F$  die gleiche. Diese Anfangsfrequenz wird hier als Grundfrequenz  $f_0$  bezeichnet. Die Zugkraft ist gleich der Spannung multipliziert mit der Querschnittsfläche, d. h.

$$T_0 = S_0 \cdot A_s, \quad (3)$$

wobei  $S_0$  die Spannung der Saiten  $S_1$  und  $S_2$  bei der Grundfrequenz  $f_0$  ist. Ebenso ist auch

$$DT = DS \cdot A_s. \quad (4)$$

$DS$  ist die Spannungsänderung, die durch eine Änderung der Zugkraft  $DT$  bewirkt wird.

Aus dem Vorhergehenden ergibt sich die Grundfrequenz

$$f_0 = \sqrt{k \cdot T_0}. \quad (5)$$

Wirken auf den Hebel  $J$  die Kräfte  $W$ , so ändern sich die Zugkräfte in den Saiten  $S_1$  und  $S_2$ , und es entstehen die Frequenzen

$$f_{S1} = \sqrt{k \cdot (T_0 + DT)}$$

und

$$f_{S2} = \sqrt{k \cdot (T_0 - DT)}. \quad (6)$$

Im folgenden soll zunächst nur die Frequenz  $f_{S1}$  betrachtet werden. Ersetzt man wieder die Konstante  $k \cdot S_0$ , so ergibt sich

$$f_{S1} = \sqrt{\frac{1}{4 \cdot \rho \cdot A_s \cdot L}} \cdot (T_0 + DT); \quad (7)$$

und unter Berücksichtigung von (2), (3) und (4)

$$f_{S1} = \sqrt{\frac{1}{4 \cdot \rho \cdot A_s \cdot L \cdot L}} \cdot (S_0 \cdot A_s + DS \cdot A_s). \quad (8)$$

woraus man durch Vereinfachung

$$f_{S1} = \frac{1}{2 \cdot L} \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho}} \cdot (S_0 + DS) \quad (9)$$

erhält.

Aus (5) erhält man unter Berücksichtigung von (1), (2), (3)

$$f_0 = \frac{1}{2 \cdot L} \cdot \sqrt{\frac{S_0}{\rho}} \quad (10)$$

Löst man diese Gleichung nach der Seitenlänge  $L$  auf, so ergibt sich

$$\frac{1}{L} = 2 \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{\rho}{S_0}} \quad (10')$$

Setzt man (10') in (9) ein, so ergibt sich als Resonanzfrequenz der Seite  $S_1$  bei der erhöhten Spannung

$$f_{S1} = \frac{1}{2} \cdot \left( 2 \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{\rho}{S_0}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho} \cdot (S_0 + DS)} \right) \quad (11)$$

oder durch weitere Vereinfachung

$$f_{S1} = f_0 \cdot \sqrt{1 + \frac{DS}{S_0}} \quad (12a)$$

Auf dieselbe Weise läßt sich auch die Resonanzfrequenz der Seite  $S_2$  bei der verminderten Spannung berechnen als

$$f_{S2} = f_0 \cdot \sqrt{1 - \frac{DS}{S_0}} \quad (12b)$$

Setzt man für die Änderung der Spannung bzw. der Zugkraft

$$x = \frac{DS}{S_0} = \frac{DT}{T_0} \quad (13)$$

und für die veränderten Frequenzen

$$f_{S1} = f_0 + Df_{S1}$$

und

$$f_{S2} = f_0 - Df_{S1} \quad (14)$$

so erhält man für die Frequenzänderungen

$$Df_{S1} = f_0 \cdot (\sqrt{1+x} - 1) \quad (15a)$$

$$Df_{S2} = f_0 \cdot (1 - \sqrt{1-x}) \quad (15b)$$

Aus (15a) und (15b) ergibt sich die Differenzfrequenz

$$Df = Df_{S1} + Df_{S2} = f_0 \cdot (\sqrt{1+x} - \sqrt{1-x}) \quad (16)$$

Als Frequenzfehler definiert man die Differenz aus der genauen Frequenz und der angenäherten Frequenz. Berücksichtigt man ferner, daß unter der Annahme  $x^2 \ll 1$

$$|\sqrt{1 \pm x} - 1| \approx \pm \frac{x}{2} \quad (17)$$

ist, so erhält man aus (15a) die Frequenzänderung

$$Df_{S1} = \frac{x}{2} \cdot f_0 \quad (18)$$

Daraus ergibt sich

$$f_1 \approx f_0 \cdot \left( 1 + \frac{x}{2} \right)$$

5 und

$$f_2 \approx f_0 \cdot \left( 1 - \frac{x}{2} \right) \quad (19)$$

Das wichtige Merkmal in Fig. 1 gezeigten Anordnung besteht darin, daß die schwingenden Seiten in einer vollkommenen Zug-Druck-Beziehung stehen. Für eine derartige Anordnung ist es selbstverständlich wesentlich, daß die Seiten ein hohes  $Q$  besitzen, d. h., daß sie nur geringe Hysterisverluste aufweisen. Außer diesen Problemen gibt es eine Menge weiterer Faktoren, die im einzelnen an sich vernachlässigbar sind, in der Kombination jedoch Fehler verursachen. Die praktische Erfahrung hat jedoch gezeigt, daß bei der in Fig. 1 gezeigten Zug-Druck-Anordnung diese kleineren Fehler verursachenden Faktoren dazu neigen, sich aufzuheben und daß eine hohe Genauigkeit erreicht werden kann.

Auch der Einfluß von Temperaturänderungen gehört zu den Faktoren, die sich bis zu einem gewissen Grade herausheben. Bei Geräten mit vibrierenden Seiten muß jedoch eine von 0 verschiedene Anfangsspannung auch in Beschleunigungsbereichen von  $G = 0$  vorhanden sein, damit nicht diejenigen Seite, deren Spannung durch die auftretende Beschleunigung vermindert wird, einknickt. Infolge dieser Anfangsspannung ist das Gerät notwendigerweise stark temperaturempfindlich. Jede thermische Ausdehnung des tragenden Gehäuses oder der Seiten verändert das ursprüngliche Spannungsfeld und führt zu einer unerwünschten Frequenzänderung. Erfindungsgemäß wird diese starke Temperaturempfindlichkeit durch Verwendung einer Stimmgabel als schwingendes Element vermieden, die in Beschleunigungsbereichen  $G = 0$  spannungslos ist. Außerdem ist eine Hebelanordnung vorgesehen, die Spannungsänderungen in der Stimmgabel in Abhängigkeit von der thermischen Ausdehnung oder Kontraktion des Gehäuses eliminiert.

In Fig. 2 und 3 ist ein die Erfindung verkörpernder Beschleunigungsmesser 20 dargestellt, der ein zylindrisches Gehäuse 22 mit Seitenwänden 24 und 26 umfaßt. Das Gehäuse besteht aus einem Material mit guter thermischer Stabilität, beispielsweise aus Quarz. Ein Paar träger Massen 28 und 30, die aus einem thermisch stabilen Metall von großem spezifischem Gewicht bestehen, ist in dem Gehäuse mittels mehrerer quer zur Achse verlaufender Stützen 32 und 34 koaxial aufgehängt. Jede der Stützen besteht aus einem dünnen Materialblatt, dessen inneres Ende direkt mit der Masse verbunden ist und deren Stützende 36 bzw. 38 zur festen Verankerung an der Wand des Gehäuses 22 dient. Durch diese Konstruktion werden die Massen 28 und 30 gegen Bewegungen senkrecht zur Achse gehalten, können sich jedoch in Abhängigkeit von Beschleunigungskräften in Richtung der Gehäuselängsachse, die im folgenden als empfindliche Achse bezeichnet werden soll, frei bewegen.

Ein Paar Zungen 40 und 42 ist zwischen der Seitenwand 24 des Gehäuses und der trägen Masse 28 festgeklammert. Zur Erleichterung dieses Festklammerens dienen an den Enden der Zungen vorgesehene Sitz- oder Zwischenstücke 44 und 46. Ein zweites Paar

Zungen 48 und 50 ist in ähnlicher Weise zwischen der trivialen Masse 30 und der Wand 26 mittels Zwischenstückes 52 und 54 festgeklebt.

In dieser Ausführungsform besteht jede der Zungen aus einem sehr dünnen Streifen magnetisch permeablen Materials. Die Zungen 40 und 42 bilden eine Stimmgabel 56 und die Zungen 48 und 50 eine Stimmgabel 58; die beiden Gabeln können zu Schwingungen in ihrer Eigenfrequenz mit Spulen 60 bzw. 62 angeregt werden, die zwischen den Zungen jeder Gabel angeordnet sind und — wie weiter unten im einzelnen beschrieben werden soll — an einer Wechsellspannung liegen. Ein Paar miteinander verbundene Meßspulen 64 und 66 ist in den Luftspalten zwischen den Enden der Spule 60 und den Zungen 40 bzw. 42 angeordnet. Ein gleiches Paar Meßspulen 68 und 70 befindet sich in dem Luftspalt zwischen der Spule 62 und den Zungen 48 bzw. 50. In jeder der Meßspulen wird eine Spannung induziert, die die gleiche Frequenz hat, mit der die benachbarte Zunge vibriert.

Bei dieser Bauweise werden die Zungen in Beschleunigungsbereichen von  $G = 0$  durch die trägen Massen 28 und 30 nicht gespannt. Wird jedoch das Gerät 20 längs seiner empfindlichen Achse gemäß Fig. 2 nach rechts beschleunigt, so drückt die träge Masse 28 auf die Zungen 40 und 42 und setzt damit deren Eigenfrequenz herab, während die träge Masse 30 die Zungen 48 und 50 anspannt und ihre Eigenfrequenz erhöht.

Solche Frequenzänderungen werden von den Meßspulen 64 bis 70 festgestellt, deren Ausgangssignal einer geeigneten Schaltung, wie sie beispielsweise in Fig. 4 dargestellt ist, zugeführt wird, um die Größe der Beschleunigung längs der empfindlichen Achse als digitale Zahl anzuzeigen. Das Ausgangssignal der Meßspulen wird außerdem auf die Spulen 60 und 62 zur Steuerung der Frequenz der erzeugenden Spannung rückgekoppelt, um die Schwingungen der Zungen auf ihrer Resonanzfrequenz zu erhalten.

Fig. 4 zeigt eine typische elektrische Schaltung für den Beschleunigungsmesser 20. Die in den Meßspulen 64 und 66 induzierte Wechsellspannung wird in einem Verstärker 80 verstärkt und der Spule 60 zugeführt, um die Schwingungen der Zungen 40 und 42 auf ihrer Eigenfrequenz zu erhalten. Die verstärkte Spannung mit der der Stimmgabel 56 entsprechenden Frequenz  $W_1$  wird einem Frequenzvervielfacher 82 und von dort einer Mischstufe 84 zugeführt. Ein gleicher (nicht gezeigter) Rückkopplungskreis dient dazu, die Schwingungen der Stimmgabel 58 aufrechtzuerhalten, wobei eine Spannung mit der entsprechenden Frequenz  $W_2$  in ähnlicher Weise einen Frequenzvervielfacher 86 und danach der Mischstufe 84 zugeführt wird, in der die beiden Frequenzen  $W_1$  und  $W_2$  gemischt werden. Am Ausgang der Mischstufe entsteht die Summe der Frequenzen  $W_1 + W_2$ , sowie deren Differenz  $W_1 - W_2$ , die nach Trennung mittels Filter 88 und 90 den Zählern 92 bzw. 94 zugeführt werden. Die Zähler setzen diese Frequenzen in proportionale Digitalzahlen um, die dann in einem Digitalmultiplikator 96 miteinander multipliziert werden und die Beschleunigung als Digitalzahl darstellen. Das zeitliche Intervall, in dem dieser Vorgang jeweils stattfindet, wird durch die Impulslänge der von einem Generator 98 erzeugten Gatterspannung bestimmt, die das Gatter 100 öffnet und die Übertragung der Frequenzen aus der Mischstufe zu den Zählern 92 und 94 gestattet. Die Gatterspannung

wird von einem Triggerimpuls gesteuert, der außerdem als Rückstellimpuls den beiden Zählern zugeführt wird. Am Gatterspannungsgenerator 98 tritt der Impuls verzögert auf, um sicherzustellen, daß die Rückstellung der Zähler abgeschlossen ist, bevor eine neue Rechenperiode eingeleitet wird.

Wie oben erwähnt, bewirkt eine Beschleunigung längs der empfindlichen x-Achse, daß die beiden Zungen jeder Stimmgabel infolge der Trägheitskraft der Massen 28 und 30 mit einer Zug- bzw. Druckspannung beansprucht werden. Infolgedessen nimmt die Resonanzfrequenz der Gabeln zu bzw. ab, wobei die Frequenzänderung der Quadratwurzel der Beschleunigung proportional ist. Eine Beschleunigung längs der Querachsen Y oder Z bewirkt, daß die einzelnen Zungen um ihre neutrale Achse gebogen werden, so daß keine Änderung ihrer Eigenfrequenz auftritt. Ordnet man zwei Gabeln 56 und 58 gemäß Fig. 2 in einander entgegengesetzten Richtungen an, so daß die Eigenfrequenz der einen in Abhängigkeit von einer Beschleunigung längs der empfindlichen Achse zunimmt während die andere abnimmt, so wird die Temperaturempfindlichkeit vermindert, so wie es ist sehr leicht möglich, die beiden Ausgangssignale der Stimmgabeln so zu kombinieren, daß die Fehler in dem Beschleunigungssignal möglichst klein werden. Außerdem ist die Frequenzänderung nun der Beschleunigung direkt proportional. Eine andere Methode besteht darin, daß nicht wie in Fig. 2 und 3 zwei, sondern nur eine Stimmgabel verwendet wird und diese in dem digitalen Rechner mit einem Bezugstakt verglichen wird, um die Frequenzänderung festzustellen.

Wie weiter oben erwähnt, ist die Temperaturempfindlichkeit bei elastischen Elementen, die aus einer Salte oder einer Mischung bestehen, besonders stark, weil dort im Beschleunigungsbereich  $G = 0$  ein bestimmtes, von 0 verschiedenes Spannungsfeld besteht. Jegliche thermische Ausdehnung des Gabelbaues oder des schwingenden Elements ändert dieses Spannungsfeld und ruft eine unerwünschte Frequenzänderung hervor. Demgegenüber ist erwünscht, daß bei dem erfindungsgemäßen Beschleunigungsmesser die Stimmgabel bei fehlender Beschleunigung nicht unter Spannung steht und daß infolge der Hebelkonfiguration, mit Hilfe der die trägen Massen 28 und 30 unabhängig voneinander aufgehängt sind, Spannungsänderungen in den Stimmgabeln in Abhängigkeit von thermischer Ausdehnung oder Zusammenziehung des Gabelbaues eliminiert werden. Da bei dem erfindungsgemäßen Beschleunigungsmesser im Gegensatz zu der Wirkung von Salten mit Biegung gearbeitet wird, ist die Temperaturempfindlichkeit wesentlich verringert. Damit die Meßempfindlichkeit der Stimmgabel, die als Frequenzänderung pro Beschleunigung längs der empfindlichen Achse ( $\Delta f : G$ ) definiert ist, einen praktischen Wert erhält, ist es erforderlich, das Querschnittsflächenmoment der Zungen möglichst klein und die trägen Massen möglichst groß zu machen. Ein wesentlicher Vorteil der Erfindung besteht darin, daß infolge der geometrischen Anordnung der Zungen längs der empfindlichen Achse ein großes Verhältnis von Masse zu Elastizität möglich ist, ohne daß die elastischen Federkonstanten einen unpraktischen Wert annehmen müßten.

Ein digitaler Stimmgabelbeschleunigungsmesser, wie er in den Zeichnungen dargestellt ist, hat ent-

1 296 433

9

10

weder eine niedrigere Eigenfrequenz, oder eine geringere Meßempfindlichkeit als ein Seitenbeschleunigungsmesser, wie sich aus der folgenden Erörterung ergibt. Beide Arten von Beschleunigungsmessern haben die gleiche Meßempfindlichkeit unter der Voraussetzung, daß

- a) die Frequenzen die gleichen sind;
- b) die trägen Massen die gleichen sind und
- c) das Produkt aus Gewicht und Länge der beiden elastischen Elemente das gleiche ist.

Beispielsweise sollen die Meßempfindlichkeiten einer Zange und einer Seite mit gleicher Eigenfrequenz und gleicher träger Masse verglichen werden. Haben beide die gleiche Länge und die gleiche Dichte, so sind die Empfindlichkeiten nur dann die gleichen, wenn auch die Querschnittsflächen übereinstimmen. Hat die Zange jedoch eine größere Querschnittsfläche, so ist ihre Meßempfindlichkeit geringer.

Achtet man auf gleiche Querschnittsfläche und erhöht man das Trägheitsmoment der Seite, so ist eine Stimmgabel der gleichen Frequenz und Meßempfindlichkeit möglich. Eine solche Bauart ist jedoch nicht praktisch, da sich die Stimmgabel unter Druckschwingungen durchbiegen würde. Bei einem Seitenbeschleunigungsmesser verbiegt sich die Seite unter Druckschwingung deshalb nicht, weil sie vorgespannt ist und in Wirklichkeit nur eine verminderte Zugspannung vorliegt. Eine Stimmgabel muß aus diesem Grund einen größeren Querschnitt haben und ist folglich weniger empfindlich. Versucht man die Empfindlichkeit der Stimmgabel anzuhöhen, so gelangt man nur zu einer Verminderung ihrer Eigenfrequenz.

Aus dem Vorstehenden ergibt sich die wichtige Tatsache, daß man nicht gleichzeitig die Meßempfindlichkeit und die Eigenfrequenz einer Stimmgabel auf ein Minimum bringen kann, sondern daß man einen Kompromiß finden muß. Die nachstehend aufgeführten Regeln dienen als Gesichtspunkte dazu und sind in der Reihenfolge ihrer Wichtigkeit aufgeführt.

1. Man mache die träge Masse so groß wie möglich. Dadurch wird auch die Meßempfindlichkeit groß, ohne daß die Eigenfrequenz  $f$  der Stimmgabel beeinflußt wird.
2. Man mache die Breite  $b$  der Stimmgabel möglichst klein. Dadurch wird die Empfindlichkeit groß, ohne daß die Eigenfrequenz beeinflußt wird.
3. Man mache die Dicke  $t$  der Stimmgabel möglichst klein. Dadurch wird die Empfindlichkeit in wesentlich stärkerem Maße zunehmen, als die Eigenfrequenz  $f$  abnimmt.

Der Elastizitätsmodul und das spezifische Gewicht der Stimmgabel sind bei dieser Optimierung nicht berücksichtigt, da sie relativ wenig flexibel sind und von anderen Faktoren (Temperaturempfindlichkeit) abhängen. Verringert man die Länge  $L$  der Stimmgabel, so erhöht sich ihre Eigenfrequenz  $f$ , und die Empfindlichkeit nimmt ab. Nimmt man eine Nichtlinearität von 0,835% bei  $G = 20$  cm, so ergeben sich bei einer Stimmgabel mit dem Elastizitätsmodul von  $2,1 \cdot 10^6 \text{ kp} \cdot \text{cm}^{-2}$  und einer Dichte von  $0,0083 \text{ kg} \cdot \text{cm}^{-3}$  folgende optimale Dimensionen:

$$\begin{aligned} b &= 1,6 \text{ mm}, \\ t &= 0,076 \text{ mm}, \\ L &= 6,4 \text{ mm}, \\ W &= 32 \text{ p.} \end{aligned}$$

Diese Zahlen beziehen sich auf alle in den Zeichnungen dargestellten Stimmgabeln und Massen und bewirken eine Meßempfindlichkeit von 0,0184 G, wobei die Eigenfrequenz für  $G = 0$  bei 9780 Hz liegt. Ein solcher Zungenbeschleunigungsmesser ist mit einem Seitenbeschleunigungsmesser der bekannten Art mit einer Empfindlichkeit von 0,0137 und einer Eigenfrequenz von 9980 Hz vergleichbar.

Es ist wichtig, daß die Eigenfrequenz der Stimmgabel in konstanter Umgebung stabil und scharf begrenzt ist. Die Stimmgabel sollte eine hohe Eigenfrequenzübertragbarkeit  $Q = 4000$  oder mehr haben, und ihre beiden Zungen sollten die gleiche Eigenfrequenz aufweisen. Folglich ist für die Stimmgabel ein Material mit möglichst kleiner innerer Dämpfung auszuwählen. Es ist besonders darauf zu achten, daß an sämtlichen Verbindungspunkten keine großen Bewegungen mit der sich daraus ergebenden Dämpfung auftreten, und zur Vermeidung der Luftdämpfung wird man die Stimmgabel in einem Vakuum anordnen. Ferner ist außerordentlich großer Wert darauf zu legen, daß alle Verbindungsstellen, alle Querschnitte und Längen der Zangen völlig identisch sind.

Die Dämpfung der Stimmgabel hat drei Ursachen:

- a) Dämpfung und Störung durch das Gehäuse;
- b) Luftreibung;
- c) innere Dämpfung der Zangen.

Vorausgesetzt, daß sich die Stimmgabel im Vakuum befindet, um die Luftreibung unwirksam zu machen, dürfte die Dämpfung und Störung durch das Gehäuse den größten Faktor darstellen, während die innere Dämpfung vernachlässigbar ist. Eine vibrierende Zange einer Stimmgabel überträgt ihre Trägheitskräfte durch die Auflagerung auf das Gehäuse. Ein Teil dieser Kräfte wird reflektiert, ein Teil im Gehäuse gestreut und ein weiterer Teil der anderen Zange mitgeteilt. Um  $Q$  zu erhöhen, sollte der größte Teil der Energie zur Quelle reflektiert und nicht in das Gehäuse oder die tragenden Verbindungsstellen gestreut werden. Aus diesem Grund sind zur Übertragung von Trägheitskräften geeignete konische Verbindungsstellen zu vermeiden; statt dessen sind scharf begrenzte Klemm- oder Schruppfestlegungen zu verwenden.

Liegt der Schwerpunkt der von einem Zuspanspunkt getragenen trägen Masse genau in der Mitte der quer zur Achse wirkenden Halterungen, so zeigt eine auf die träge Masse nach unten gerichtete Kraft dazu, diese im Uhrzeigersinn zu drehen und bewirkt, daß auf die obere Zange eine Zugspannung und auf die untere Zange eine Druckspannung einwirkt. Diese Spannungsfelder müssen dem über die festen Verbindungsstellen der Zangen einwirkenden Moment entgegengerichtet sein, um die träge Masse im Gleichgewicht zu halten. Mangelndes Gleichgewicht und Spannungen in den beiden Zungen der Stimmgabel sind unerwünscht, weil das  $Q$  der Stimmgabel bei Resonanz beeinflußt wird und weil eine solche Verschiebung des  $Q$  zu einer Frequenzänderung führen kann. Um dies zu vermeiden, kann der Schwerpunkt der trägen Masse etwas mehr in die Nähe der Stimmgabelzungen verlegt werden. Bei dem Ausführungsbeispiel nach Fig. 2 kann man sehen, daß in Abhängigkeit von einer auf die träge Masse 28 nach unten einwirkenden Kraft ein dieser Masse ein Drehmoment im Gegenzugsinus entsteht, wenn der Schwerpunkt der Masse länger der empfindlichen

## 1 296 433

11

12

Achse etwas mehr nach links verlegt wird, so daß er sich nicht mehr in der Mitte zwischen den beiden oberen Queraufhängungen 32 befindet.

Die genaue Strecke, um die der Schwerpunkt verschoben werden muß, damit quer zur empfindlichen Achse auf die träge Masse einwirkende Beschleunigungen an den Zungen der Stimmgabel keine Druck- oder Zugkräfte hervorgerufen, kann an Hand der Fig. 11 bis 13 berechnet werden. Im Schwerpunkt der trüben Masse 28 greife eine quer zur Achse verlaufende Kraft  $P$  an, der Schwerpunkt sei um die Strecke  $x$  aus der Mittellinie bezüglich der Queraufhängungen 32 versetzt, und es wird angenommen, daß sich diese Aufhängungen unter einer Druckspannung sofort durchbiegen. Ein solches System kann gemäß Fig. 11 angenähert werden, wobei  $K_1$  die axiale Feder der sich nicht verkrümmenden Queraufhängungen darstellt,  $K_2$  die sich biegende Feder jeder der beiden Stimmgabelzungen 40 und 42 und  $K_3$  eine Momentenfeder darstellt, die den Zungen der Stimmgabel entspricht.

Nimmt man an, daß die träge Masse um den Weg  $\delta$  nach unten ausgelenkt wird, so greifen an ihr die in Fig. 12 gezeigten Kräfte und Momente an. Damit sich die Masse nicht dreht und dadurch in der einen Zunge eine Zugkraft und in der anderen eine Druckkraft verursacht, muß die Summe der Kräfte 0 sein. Summiert man die Momente um den Schwerpunkt und setzt sie gleich 0, so erhält man

$$\begin{aligned} K_1 \cdot \delta \cdot (L_1 - x) - K_1 \cdot \delta \cdot (L_1 + x) \\ + 2 \cdot K_2 \cdot \delta \cdot (L_2 - x) \\ + 2 \cdot K_3 \cdot \delta = 0; \\ x = \frac{K_2 \cdot L_2 + K_3}{K_1 + K_2} \end{aligned}$$

Nimmt man für die Queraufhängungen einen Querschnitt von  $3,2 \cdot 0,025$  mm bei einer Länge von 6,4 mm an, so erhält man

$$\begin{aligned} K_1 &= \frac{2 \cdot A \cdot E}{L \cdot 4} = 5,5 \cdot 10^3 \text{ kp} \cdot \text{cm}^{-1}; \\ K_2 &= \frac{3 \cdot E \cdot I}{l^3} = \frac{E \cdot b \cdot t^3}{4 \cdot l^3} = 0,15 \text{ kp} \cdot \text{cm}^{-1}. \end{aligned}$$

Die Berechnung von  $K_3$  erfordert eine weitere Erklärung. Dazu soll eine Zunge der Stimmgabel als um den Weg  $\delta$  ausgelenkt betrachtet werden, wie dies in Fig. 13 gezeigt ist. Da die Zunge beidseitig eingespannt ist, wirkt auf sie eine Kraft  $F$  und ein Moment  $M$  ein. Der Verdrehungswinkel  $\theta$  muß am Ende der Zunge 0 sein.

$$\begin{aligned} \theta = 0 &= \frac{P \cdot l^2}{2 \cdot E \cdot I} - \frac{M \cdot l}{E \cdot I} \\ \text{bzw.} \\ P &= \frac{2 \cdot M}{l}; \end{aligned}$$

damit wird

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{P \cdot l^2}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{M \cdot l^2}{2 \cdot E \cdot I} = \frac{2 \cdot M \cdot l^2}{3 \cdot E \cdot I} \\ &= \frac{M \cdot l^2}{2 \cdot E \cdot I} = \frac{M \cdot l^2}{6 \cdot E \cdot I}; \end{aligned}$$

$$M = \frac{6 \cdot E \cdot I}{l^2} \cdot \delta = K_3 \cdot \delta;$$

$$K_3 = \frac{6 \cdot E \cdot I}{l^2} = 0,184 \text{ kp};$$

$$x = 5,6 \cdot 10^{-3} \text{ mm}.$$

Der Massenschwerpunkt kann um den Weg  $x$  verschoben werden, indem man die an den Massen 28 und 30 vorgesehenen Noniuschrauben 29 bzw. 31 gemäß Fig. 2 justiert.

In der Fig. 7 bis 10 ist ein Beschleunigungsmesser 100 gezeigt, der eine ausgefeilte Abbildungsform der Erfindung darstellt. Der Beschleunigungsmesser 100 besteht aus einem Rahmen 102 mit einer zylindrischen Wand 104, deren diametral gegenüberliegende Teile mit 106 bezeichnet sind. Segmentförmige Seitenwände 108 und 110 schließen das gemäß Fig. 8 linke Ende des Rahmens teilweise ab und bilden zusammen mit der zylindrischen Wand 104 auf der Gehäuseseite einen vertikalen Durchbruch 112, wie er in Fig. 7 klar erkennbar ist.

Eine äußere Klemmvorrichtung 114 verbindet die Segmentwände 108 und 110 und enthält einen unteren Bügel 116 mit einer sich nach oben öffnenden Einkerbung in der Mitte und mittels hervorsteherender Flanschen 120 und 122, die mittels Schrauben 124 an den Segmentwänden 108 und 110 befestigt sind. Ein oberer Bügel 126 ist mittels eines Schraubenpaares 128 am unteren Bügel 116 befestigt und weist eine sich nach unten öffnende Einkerbung auf, die zusammen mit der Kerbe im unteren Bügel eine mittlere Öffnung 130 zum Einklemmen der Stimmgabelzungen bildet, wie noch beschrieben werden soll. Auf die Segmentwände 108 und 110 sind außerdem noch Anschlußklötze geschraubt, die jeweils mit einem Paar hervorsteherender Anschlußboile versehen sind, um den noch zu beschreibenden elektrischen Anschluß der Stimmgabelzungen zu erleichtern.

Eine aus zwei Teilen bestehende träge Masse 136 ist innerhalb der zylindrischen Wand 104 des Gehäuses mittels einer ringförmigen Membran 138 aufgehängt. Der Außenumrand der Membran ist an der zylindrischen Wand 104 mittels eines Klemmrings 140 befestigt, der durch mehrere Schrauben 140 gehalten wird. Die beiden Hälften der trüben Masse 136 sind an den beiden Seiten der Membran 138 durch mehrere Schrauben 144 befestigt, die sich durch Bohrungen in der Membran mit geeigneten Spielraum erstrecken. In der trüben Masse 136 ist eine innere Klemmvorrichtung 146 angeordnet, deren Endteil 148 aus einem oberen Bügel 150 und einem unteren Bügel 152 besteht. Ein Schraubenpaar 154 und 156 (vgl. Fig. 10) zieht die beiden Bügel zusammen und klemmt die inneren Enden der Zungen — wie noch beschrieben wird — fest. Von dem Endteil 148 erstreckt sich durch eine mittlere Öffnung in der zweiteiligen trüben Masse und der Membran ein Stift 158, der mittels der geschützten Finger 160 eines Klemmrings 162 festgeklemmt wird. Um die Finger 160 an einer abgeschliffenen Fläche radial nach innen zu pressen, wird vom äußeren Ende her in die trübe Masse eine Schraube 164 eingeschraubt.

Ein Zungenpaar 166 und 168 ist zwischen der inneren und der äußeren Klemmvorrichtung 146 bzw. 114 eingespannt. Jede der Zungen ist an den Enden mit einem flachen rechteckigen Halterungs-

1 296 433

13

14

teil 170 versehen, um ein Einklemmen in den Bügeln der inneren und äußeren Klemmvorrichtungen ohne Beschädigung der Zungen zu ermöglichen. Die seitlichen Befestigungsteile vermindern die Auswirkungen der Spannungskonzentration und der Dämpfung; ihre Oberflächen und die mit ihnen in Berührung stehenden Flächen der Klemmbügel sind sorgfältig plangeschliffen, um die gegenseitige Berührungsfäche so groß wie möglich zu machen. Bei dem Ausführungsbeispiel nach Fig. 2 und 3 bestehen die einzelnen Teile des Aufbaus zur Erreichung einer hohen thermischen Stabilität aus Quarz. Bei dem Beschleunigungsressor 100 jedoch bestehen sämtliche Teile mit Ausnahme der beiden Anschlußklötze und der Stimmgabeln aus Stahl mit geringem Ausdehnungskoeffizienten. Obwohl der thermische Ausdehnungskoeffizient von  $0,9 \cdot 10^{-6}$  pro Grad Celsius nicht so gut ist wie der von Quarz ( $0,55 \cdot 10^{-6}$  pro Grad Celsius), hat dieser Stahl doch noch eine gute thermische Stabilität, und seine leichtere Verarbeitung und seine Festigkeitseigenschaften rechtfertigen seine Verwendung. Die Membran 138 ist sehr dünn und besteht vorzugsweise aus einer 25  $\mu$  starken Folie. Sie muß deshalb vorsichtig behandelt werden, damit sie nicht während des Zusammenbaus knickt. Benutzt man nur eine Membran an Stelle von zwei, was den in sozialen Abstand voneinander angeordneten Querschnitten gemäß Fig. 2 entsprechen würde, so werden die Radialspannungen, wie sie infolge von Abweichungen der Membran entstehen, so klein wie möglich gemacht, und es kann zwischen der Membran und der äußeren Klemmvorrichtung 114 ein einteiliges Gehäuse verwendet werden.

Der Beschleunigungsmesser 100 kann auf folgende Weise zusammengebaut werden: Die beiden Hälften der trigen Masse 136 werden mittels der Schrauben 144 zusammengeschraubt, wobei die Membran 138 zwischen ihnen eingeklemmt wird. Sodann wird die Membran am Ende der zylindrischen Wand 134 des Gehäuses mittels Klemmvorrichtung 146 und der Schrauben 142 befestigt. Die innere Klemmvorrichtung 146 wird dann in die träge Masse eingesetzt und mittels der Klemmfinger 160 lose eingeklemmt. Als nächstes werden die seitlichen Befestigungsteile 170 auf die Zungenenden aufgekittet, und benachbarte Befestigungsteile werden zusammengekittet, so daß die Zungen als eine Einheit behandelt werden können. Die Befestigungsteile an den inneren Zungenenden werden in die innere Klemmvorrichtung 146 eingeführt und mit Hilfe der Schrauben 154 und 156 lose daran festgehalten. Die äußere Klemmvorrichtung 114 wird dann mit Hilfe der Schrauben 124 an den segmentförmigen Seitenwinden 108 und 110 des Gehäuses angeschraubt, wobei die Befestigungsteile 170 an den äußeren Zungenenden in die Öffnung 130 zwischen den Bügeln der äußeren Klemmvorrichtung eingeführt werden. Nachdem die Zungen vorsichtig glatt gespannt wurden, werden die Bügel sowohl der inneren als auch der äußeren Klemmvorrichtung gleichzeitig angezogen, und der für die Befestigungsteile 170 benutzte Kitt wird durch ein entsprechendes Lösungsmittel herausgelöst. Als Kitt ist z. B. ein Uhren-Kristallkitt geeignet, der sich in Azeton löst. Nach dem Herauslösen des Kitts werden die Klemmvorrichtungen weiter angezogen, so daß die Stimmgabeln schließlich in ihrer Lage festhalten.

Es ist zu beachten, daß die Zungen 166 und 168 bei dem Beschleunigungsmesser 100 näher beieinander angeordnet sind als bei dem Beschleunigungsmesser 20 nach Fig. 2. Dadurch ist es möglich, die Zungen mittels einer angelegten Wechselspannung elektrostatisch zum Schwingen zu bringen. Die Zungen bestehen vorzugsweise aus Quarzkristallen, die bis auf eine Dicke von 76  $\mu$  abgeschliffen sind, wobei die einander gegenüberstehenden Oberflächen vergoldet und am einen Ende mit einem 125  $\mu$  starken Draht versehen sind, um den elektrischen Anschluß der Zungen an die Stifte der Anschlußklötze 132 und 134 zu ermöglichen. Die Befestigungsteile 170 bestehen vorzugsweise aus Quarz, um die Stimmgabeln gegenseitig und gegenüber den Klemmvorrichtungen und dem Gehäuse 102 elektrisch zu isolieren. Jedes Befestigungsteil besteht aus auf die beiden Seiten der Zungenenden gekitteten flachen Quarzkristallen, wobei die Stücke — wie oben beschrieben — zunächst zusammengekittet werden und dann der Kitt nach dem endgültigen Zusammenbau herausgelöst wird. Die Quarzteile können mit einer Genauigkeit von  $\pm 2,5 \mu$  hergestellt werden, und die Oberfläche, die sie berührenden Klemmbügel wird ebenfalls sehr genau geläpft, um die Berührungsfäche möglichst groß zu machen.

Bei der speziellen gezeigten Ausführungsform beträgt die Zungenlänge zwischen den Klemmvorrichtungen 6,4 mm, ihre Breite 1,6 mm, der Abstand zwischen den Zungen 0,17 mm und das Gewicht der trigen Masse etwa 32 g. Um die Zungen zu Schwingungen mit einer Amplitude von etwa 0,25  $\mu$  anzuregen, werden sie an eine Wechselspannung von 40 V oder an eine Gleichspannung von 40 V mit einer überlagerten Wechselspannung von 10 V angelegt. Die Frequenz der Wechselspannung kann zwischen 4 und 8 kHz liegen, und die Eigenfrequenz der Zungen wird durch geeignete Mittel, beispielsweise auch akustisch, überwacht. Wird die träge Masse 136 entlang der empfindlichen Achse beschleunigt, so entsteht in den Zungen eine Druck- bzw. Zugspannung, und die Eigenfrequenz sinkt bzw. steigt als ein Maß der Beschleunigung. Eine elektrische Schaltung gemäß Fig. 4 kann dann dienen, das an den Zungen abgenommene Ausgangssignal in ein Digitalsignal umzusetzen und mittels Rückkopplung die Frequenz der an den Zungen liegenden Spannung zu ändern, um die Schwingungen der Zungen auf der Eigenfrequenz zu erhalten. Ein zweiter Beschleunigungsmesser 100 kann gegenüber dem ersten um 180° verdreht vorgesehen sein, um mit einer der Fig. 1 ähnlichen gegenseitig geköhlerten Anordnung die Genauigkeit des Gerätes zu verbessern. Wie oben wird der Raum um die Zungen evakuiert, um die Luftdämpfung möglichst gering zu halten. Wie in der Schaltung nach Fig. 4 gezeigt, kann das im folgenden beschriebene Stimmen- und Differenzverfahren angewandt werden. Dabei werden die Frequenzsumme und die Differenz von den beiden gegebenenmaßen um 180° versetzten Beschleunigungsmaßen 100 abgenommen und miteinander multipliziert. Das Ergebnis ist dann der aufgenommene Beschleunigung genau proportional. Die Eigenfrequenz einer Stimmgabel bei einer Beschleunigung + G ist

$$f_{\pm G} = C_1 \cdot \left| 1 + C_2 \cdot \left( T + \frac{G \cdot W}{2} \right) \right|. \quad (20a)$$



wobei

$$\begin{aligned} C_1 &= 20,34 \cdot L_2 \cdot \sqrt{E \cdot \delta} \\ C_2 &= 0,286 \cdot l^2 \cdot E \cdot b \cdot \rho^2 \\ T &= \text{Axialspannung} \\ W &= \text{Gewicht jeder Masse,} \\ L &= \text{Zungenlänge,} \\ b &= \text{Zungenbreite,} \\ \delta &= \text{Dichte der Zungen,} \\ l &= \text{Zungendicke und} \\ E &= \text{Elastizitätsmodul} \end{aligned}$$

ist.

Die Eingangsfrequenz der anderen Stimmgabel bei der Beschleunigung  $-G$  ist

$$f_{-a} = C_1 \cdot \sqrt{1 + C_2 \cdot \left(T - \frac{G \cdot W}{2}\right)}. \quad (20b)$$

Durch Multiplikation der Summe mit der Differenz dieser Frequenzen erhält man

$$\begin{aligned} (f_{+a} + f_{-a}) \cdot (f_{+a} - f_{-a}) \\ = (f_{+a})^2 - (f_{-a})^2 = C_1^2 \cdot C_2 \cdot G \cdot W. \quad (21) \end{aligned}$$

Wie man sieht, ist das Ergebnis der Beschleunigung  $G$  genau proportional. Die Summen- und Differenzfrequenzen können an Hand der direkten Frequenzzahl der beiden Stimmgabeln multipliziert und dann in digitaler Rechenweise weiter verarbeitet werden. Eine solche Methode ersetzt die bei bekannten Saltenbeschleunigungsmessern übliche elektronische Technik, und sie besteht aus folgenden Schritten:

- Überlagern der beiden Frequenzen;
- Frequenzmultiplikation und
- Korrektur von Nichtlinearitäten.

Die Zungen des Beschleunigungsmessers 100 können auch durch piezoelektrische Anregung in Schwingungen versetzt werden. Beste Frequenzstabilitäten werden heute durch dezent angelegte Quarzkristalle erreicht. Bei den besten Kristallen liegen sie in der Größenordnung von  $10^{-10}$  bei einem  $Q$  von rund  $10^6$ . Verwendet man den Kristall in einer beidseitig eingespannten Anordnung, so ist sein  $Q$  kleiner als bei beidseitiger freier Abordnung, jedoch immer noch größer als 5000. Die piezoelektrische Anregung der Kristallzungen zu Dicken-Schwingungen kann durch Verwendung eines bimorphen Kristalls erreicht werden, indem beide Zungen aus zwei 5°-X-geschlittenen und mit entgegengesetzter Polarität aufeinandergeklebten Quarzplatten bestehen. Die notwendigen elektrischen Anschlüsse können direkt von den Stiften der Anschlußkontakte 132 und 134 zu den Kristallzungen führen. Statt dessen können die Zungen auch aus einer Y-geschlittenen Quarzplatte bestehen, die zu Scherungsschwingungen angeregt wird. Durch die Verwendung eines Y-geschlittenen Kristalls wird die Notwendigkeit zweier Schnitte umgangen, wie sie bei dem vorerwähnten X-geschlittenen Kristall der Fall ist. Ferner können die Zungen auch aus Kristallen mit einem NT-Schnitt bestehen und zu Breiten-Schwingungen verwendet werden. Bei diesem Verfahren befinden sich die elektrischen Anschlüsse normalerweise an den Schnallschnitten des Kristalls; bei den Zungen jedoch bei der beschriebenen Ausführungsform eine geringe Dichte haben, wäre es unpraktisch zu versuchen, die Klappen an diesen

schnellen Kanten anzuordnen. Deshalb setzt man sie auf die Breitseiten mehr der Kristallkanten, um so die Biegeschwingungen zu erzeugen. Eine andere mögliche Art, dünne Kristalle (außer den bimorphen) piezoelektrisch zu Längen-Dicken-Biegeschwingungen anzuregen, besteht darin, daß ein einzelner X-geschlittener Kristall longitudinal angeregt wird, der dann wegen seiner beiderseitigen Einspannung seitliche Biegeschwingungen ausführt.

Die Zungen der Stimmgabel können auch durch ein Magnetfeld in Schwingungen versetzt werden, was deshalb vorteilhaft ist, weil es üblicherweise zum Anregen von Stimmgabeln verwendet wird und auch schon bei einer Art von Seitenbeschleunigungsmesser Anwendung gefunden hat. Dabei wird durch die Zungen ein Wechselstrom geleitet, der sie unter dem Einfluß eines magnetischen Feldes auf ihrer Eigenfrequenz vibrieren läßt. Das Magnetfeld kann entweder extern durch einen Permanentmagneten oder auch durch den bewegten Strom der Zungen selbst erzeugt werden. In dem Aufsatz »Vibrating-Wire High Q Resonator« von A. Dixon und W. Murdoch in der Zeitschrift »Electronics Magazine«, September 1953, ist ein schwingender Draht gezeigt, welcher der in Fig. 14 gezeigten elektrischen Schaltung analog ist. Bei der Resonanzfrequenz des Drahtes ist die Impedanz  $Z$  der Schaltung gleich einem ohmschen Widerstand  $R$ , und  $R_0$  ist der Gleichstromwiderstand des Drahtes, der Anschlußbahnen und der Anschlußklappen. Das  $Q$  dieser Schaltung läßt sich dabei folgendermaßen ab:

$$Q = W \cdot R \cdot C \cdot \sqrt{1 - 2 \cdot (R_0/R + R_0/R_0)}. \quad (22)$$

Aus dieser Gleichung kann man sehen, daß das Verhältnis  $R/R_0$  größer als 1 sein muß, um das  $Q$  der schwingenden Seite möglichst groß zu machen. In dem genannten Aufsatz heißt es, daß zum Anregen der Drahtschwingungen ein äußeres Magnetfeld von 7.200 G anzuwenden ist. Damit ist es klar, daß bei Verwendung eines äußeren Magnetfeldes ein größeres  $R/R_0$  erreichbar ist, als wenn man sich auf das Magnetfeld der Drahtes selbst verläßt. Versuche haben für Quarzungen von  $75 \mu \cdot 1,6 \text{ mm} \cdot 64 \text{ mm}$  eine 2,5-fache Verbesserung bei ein  $R/R_0$  von 5,28 ergeben, was zwar wegen des geringen leitenden Querschnitts der vibrierenden Zunge klein, jedoch praktisch ausreichend ist. Wolfram- oder Beryllium-Kupferlegungen weisen Verhältnisse von  $R/R_0 = 45,8$  bzw. 18,9 auf.

Bei magnetischer Anregung kann die Schwingungsfrequenz der Zungen durch Meßregeln festgelegt werden, die sich in einem gemäß den Zungenschwingungen variierenden Luftspalt befinden; zur Erzeugung eines Beschleunigungssignals in digitaler Form kann eine der Fig. 4 entsprechende Schaltung herangezogen werden, bei der zur Frequenzänderung des durch die Zungen fließenden Wechselstroms eine Rückkopplung stattfindet, um die Zungen auf ihrer jeweils auf Grund von Zug- oder Druckspannungen zu- bzw. abnehmenden Eigenfrequenz zu halten.

#### Patentsprüche:

1. Einachsigter digitaler Beschleunigungsmesser, bei dem zwei träge Massen in einem Gehäuse gegen jede Bewegung senkrecht zur empfindlichen

1 296 433

17

Achse fixiert sind und jede der Massen in einer anderen der beiden Axialrichtungen mit dem Gehäuse über zu Eigenschwingungen anregbare Elemente verbunden ist, deren zu messende Eigenfrequenzen sich mit mechanischer Beanspruchung ändern, dadurch gekennzeichnet, daß jede der beiden gleichen und voneinander getrennten trägen Massen (28, 30) mit dem Gehäuse (22) über je ein Paar gleicher, in Axialrichtung parallel verlaufender und zur empfindlichen Achse symmetrisch angeordneter Zungen (40, 42 bzw. 48, 50) verbunden ist, die in an sich bekannter Weise gegenphasig mit gleicher Amplitudenschwingungsfähig sind.

2. Beschleunigungsmesser nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Fixierung der trägen Massen (28, 30) in der zur empfindlichen Achse senkrechten Ebene durch radial zum Gehäuse (22) verlaufende, anschließend in Axialrichtung elastische Blinder (32, 34) erfolgt.

3. Beschleunigungsmesser nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Fixierung der trägen Massen (28, 30) in der zur empfindlichen Achse senkrechten Ebene durch ringförmige Membranen (138) erfolgt.

4. Beschleunigungsmesser nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß zur Anregung der Zeugenpaare (40, 42 und 48, 50) jeweils eine wechselstromdurchfllossene Elektromagnetspule (60 bzw. 62) dient und daß die Zungen aus magnetisch permeablem Material bestehen.

5. Beschleunigungsmesser nach Anspruch 4, da-

18

durch gekennzeichnet, daß die Elektromagnetspulen (60, 62) jeweils zwischen den Zungen (40, 42 bzw. 48, 50) angeordnet sind.

6. Beschleunigungsmesser nach Anspruch 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, daß zur Messung der Zungenfrequenzen in der Nähe der Zungen (40, 42, 48, 50) Induktionsspulen (64, 66, 68, 70) angeordnet sind.

7. Beschleunigungsmesser nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß jeweils die beiden parallelen Zungen (40, 42 und 48, 50) als Plattenpaar eines Kondensators wirken, die mit Wechselspannungen zu Schwingungen anregbar sind.

8. Beschleunigungsmesser nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Zungen (40, 42, 48, 50) mit einer elektrisch leitenden Schicht versehene Quarzstreifen sind.

9. Beschleunigungsmesser nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Zungen (40, 42, 48, 50) piezoelektrische Kristalle sind, die durch elektrischen Stromfluß zu Volumenschwingungen anregbar sind.

10. Beschleunigungsmesser nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die träge Masse (136), die Halteglieder (138) und das Gehäuse (102) aus Stahl mit geringem Ausdehnungskoeffizienten bestehen.

11. Beschleunigungsmesser nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß die träge Masse (28, 30), die Halteglieder (32, 34) und das Gehäuse (22) aus Quarz bestehen.

Hierzu 2 Blatt Zeichnungen

## ZEICHNUNGEN BLATT 1

Nummer: 1 296 433  
 Int. CL: G 01 p  
 Deutsche KL: 42 c, 17  
 Auslegungstag: 29. Mai 1969

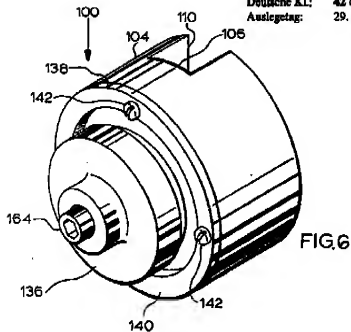


FIG. 6

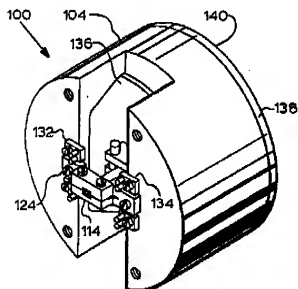


FIG. 5

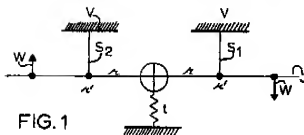


FIG. 1

ZEICHNUNGEN BLATT 1

Nummer: I 296 433  
 Int. Cl.: G 01 p  
 Deutsche Kl.: 42 a, 17  
 Auslegung: 29. Mai 1969

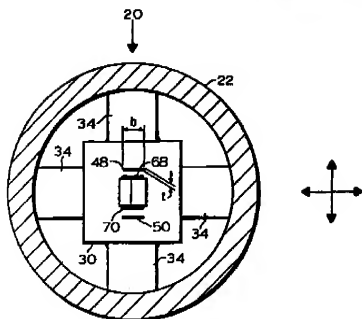


FIG. 3

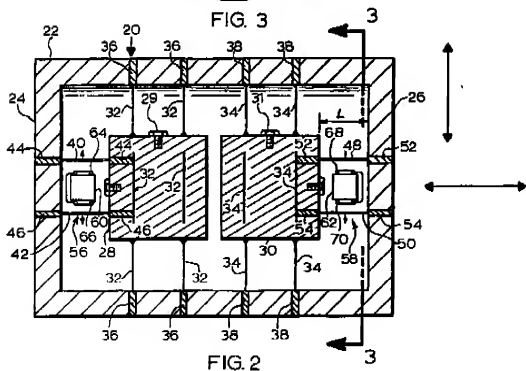


FIG. 2

## ZEICHNUNGEN BLATT 2

Nummer: 1 296 433  
 Int. Cl.: G 01 p  
 Deutsche Kl.: 42 c, 17  
 Auslegungstag: 29. Mai 1969

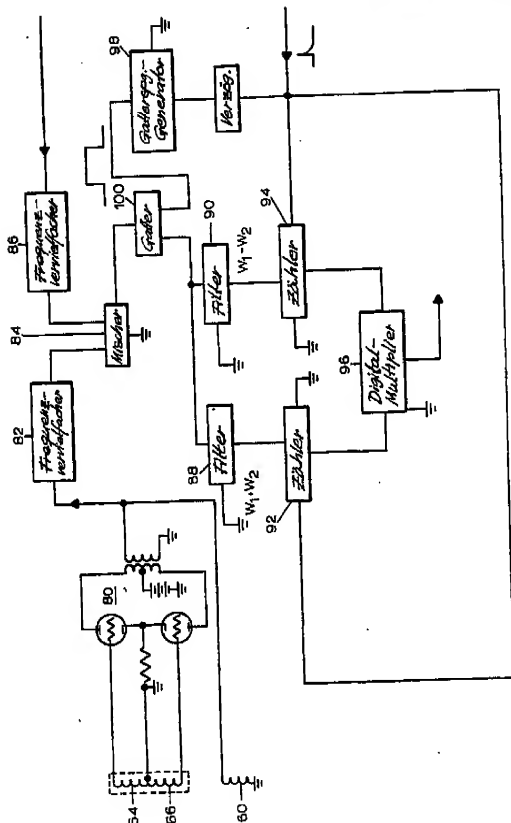


FIG. 4

EICHNUNGEN BLATT 1

Nummer: 1296 433  
 Int. Cl.: G 01 p  
 Deutsche Kl.: 42 a, 17  
 Anlegetag: 29. Mai 1969

ZZ

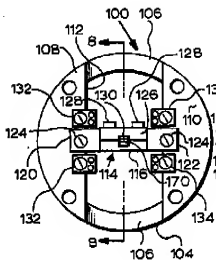


FIG. 7

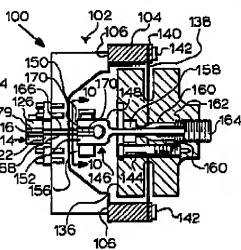


FIG. 8

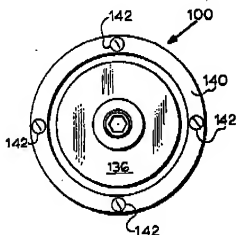


FIG. 9

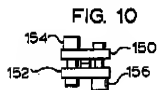


FIG. 10

BUNDESEN BLATT 1

Nummer: 1 296 433  
 Int. Cl.: G 01 p  
 Deutsche Kl.: 42 a, 17  
 Anlegungs: 29. Mai 1969

FIG. 11

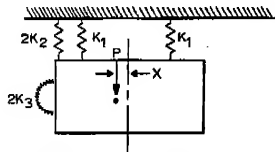


FIG. 12

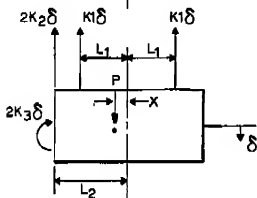


FIG. 13

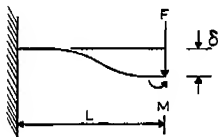


FIG. 14

